

PAT-NO: JP02002081886A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 2002081886 A
TITLE: JUXTAPOSED INTEGRAL HEAT EXCHANGER
PUBN-DATE: March 22, 2002

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
KATAYAMA, KIYOSHI	N/A

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
NIKKEI NEKKO KK	N/A

APPL-NO: JP2000272590

APPL-DATE: September 8, 2000

INT-CL (IPC): F28F009/26, B60H001/32

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To enhance the efficiency of a condenser and a radiator by reducing thermal effect of a condenser for air conditioning and a radiator for cooling internal combustion engine.

SOLUTION: The juxtaposed integral heat exchanger comprises a condenser 1 for air conditioning which cools and condenses heating medium delivered from the compressor in refrigeration cycle, and a radiator 4 for cooling internal combustion engine wherein the condenser 1 for air conditioning comprises a high temperature side condenser 2 for cooling high temperature high pressure gaseous heating medium, and a low temperature side condenser 3 for further cooling and condensing heating medium delivered from the high temperature side condenser 2.

The low temperature side condenser 3 and the radiator 4 are disposed sequentially from the upstream side toward the downstream side of fluid (cooling air A) being heat exchanged.

COPYRIGHT: (C)2002,JPO

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-81886

(P2002-81886A)

(43) 公開日 平成14年3月22日 (2002.3.22)

(51) Int.Cl.

識別記号

F I

テーム(参考)

F 2 8 F 9/26

F 2 8 F 9/26

3 L 0 6 5

B 6 0 H 1/32

6 1 3

B 6 0 H 1/32

6 1 3 F

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 10 頁)

(21) 出願番号 特願2000-272590(P2000-272590)

(22) 出願日 平成12年9月8日(2000.9.8)

(71) 出願人 390000158

日軽熱交株式会社

静岡県庵原郡蒲原町蒲原161

(72) 発明者 片山 容義

静岡県庵原郡蒲原町蒲原161 日軽熱交株式会社内

(74) 代理人 100096644

弁理士 中本 菊彦

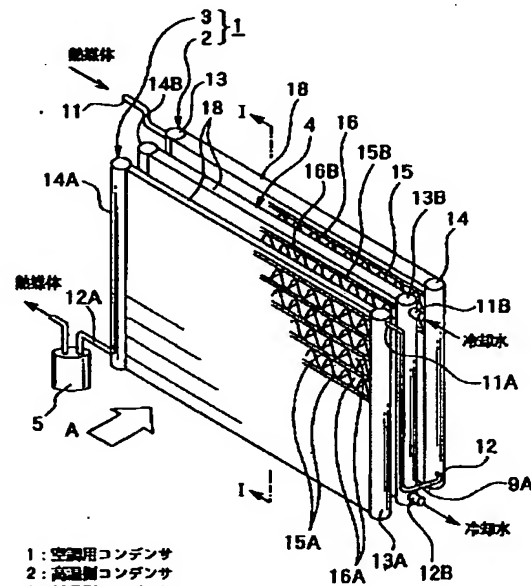
Fターム(参考) 3L065 FA13 FA19

(54) 【発明の名称】 並設一体型熱交換装置

(57) 【要約】

【課題】 空調用コンデンサと内燃機関冷却用ラジエータの熱影響を低減させると共に、コンデンサとラジエータの効率を高めるようにすること。

【解決手段】 冷凍サイクルの圧縮機から吐出された熱媒体を冷却して凝縮させる空調用コンデンサ1と、内燃機関冷却用のラジエータ4とを具備する並設一体型熱交換装置において、空調用コンデンサ1を、高温高压のガス状熱媒体を冷却する高温側コンデンサ2と、この高温側コンデンサ2から流出された熱媒体を更に冷却及び凝縮する低温側コンデンサ3とに別体に形成し、熱交換される被熱交換流体(冷却空気A)の流れの上流側から下流側に向かって順に、低温側コンデンサ3とラジエータ4を配設する。



1: 空調用コンデンサ
2: 高温側コンデンサ
3: 低温側コンデンサ
4: ラジエータ
13, 13A: ヘッダーパイプ
14, 14A: ヘッダーパイプ
15, 15A: 熱交換管
16, 16A: コルゲートフィン

【特許請求の範囲】

【請求項1】 冷凍サイクルの圧縮機から吐出された熱媒体を冷却して凝縮させる空調用コンデンサと、内燃機関冷却用のラジエータとを具備する併設一体型熱交換装置であって、

上記空調用コンデンサを、高温高压のガス状熱媒体を冷却する高温側コンデンサと、この高温側コンデンサから流出された熱媒体を更に冷却及び凝縮する低温側コンデンサとに別体に形成し、

被熱交換流体の流れの上流側から下流側に向かって順に、上記低温側コンデンサとラジエータを配設してなることを特徴とする並設一体型熱交換装置。

【請求項2】 冷凍サイクルの圧縮機から吐出された熱媒体を冷却して凝縮させる空調用コンデンサと、内燃機関冷却用のラジエータとを具備する併設一体型熱交換装置であって、

上記空調用コンデンサを、高温高压のガス状熱媒体を冷却する高温側コンデンサと、この高温側コンデンサから流出された熱媒体を更に冷却及び凝縮する低温側コンデンサとに別体に形成し、

被熱交換流体の流れの上流側から下流側に向かって順に、上記低温側コンデンサ、ラジエータ及び高温側コンデンサを配設し、

上記高温側コンデンサ及び低温側コンデンサを、それぞれ一對のヘッダーパイプと、これらヘッダーパイプ間に架設される互いに平行な複数の熱交換管と、これら熱交換管間に配設される熱交換用フィンとで構成し、

上記高温側コンデンサ及び低温側コンデンサにおける上記熱交換用フィンの被熱交換流体の流れ方向の幅寸法を、上記高温側コンデンサに対して上記低温側コンデンサ側を薄く形成してなることを特徴とする並設一体型熱交換装置。

【請求項3】 請求項1又は2記載の並設一体型熱交換装置において、

上記低温側コンデンサは、熱媒体の冷却部と、熱媒体を凝縮する過冷却部とを具備することを特徴とする並設一体型熱交換装置。

【請求項4】 請求項3記載の並設一体型熱交換装置において、

上記冷却部と過冷却部との間に、熱媒体を気液分離する受液器を介してなることを特徴とする並設一体型熱交換装置。

【請求項5】 請求項4記載の並設一体型熱交換装置において、

上記受液器を、低温側コンデンサにおけるヘッダーパイプに一体接合してなることを特徴とする並設一体型熱交換装置。

【請求項6】 請求項1ないし5のいずれかに記載の並設一体型熱交換装置において、

上記低温側コンデンサは、ラジエータの略全面に重合す

るか、あるいは、ラジエータの上部又は下部に重合することを含み並設一体型熱交換装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、並設一体型熱交換装置に関するもので、更に詳細には、例えば自動車等の車両に搭載される空調用コンデンサと、ラジエータとを具備する並設一体型熱交換装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】従来のこの種の並設一体型熱交換装置として、冷凍サイクルの圧縮機から吐出された熱媒体を冷却して凝縮させる空調用コンデンサと、内燃機関冷却用のラジエータとを具備するものが知られている。

【0003】従来のこの種の熱交換装置には、内燃機関の冷却系統を構成するラジエータの前方（空気流入側）に冷房装置を構成する空調用コンデンサを配設する構造（実公平5-40265号公報参照）、あるいは、冷房装置を構成する空調用コンデンサの前方（空気流入側）に内燃機関の冷却系統を構成するラジエータを配設する構造のものが知られている（特開平6-137147号公報、特開平11-304392号公報参照）。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、前者すなわち実公平5-40265号公報に記載の構造のものにおいては、例えば夏場で外気温度が高かつ冷房装置の作動時には、車両前方から取り入れられる冷却空気は空調用コンデンサによって加熱されるため、ラジエータに入る冷却風の温度が更に高くなり、ラジエータの冷却性能が低下し、内燃機関の冷却水温が上昇し易くなり、効率が低下し、時には内燃機関がオーバーヒートを起こし易いという問題があった。

【0005】これに対し、後者すなわち特開平6-137147号公報、特開平11-304392号公報に記載のものは、ラジエータへの冷却風温度が低いため、内燃機関の効率が低下せず、また、オーバーヒートを起こしにくい、これにおいては、空調用コンデンサの冷却性能が不足し、冷房装置の性能を低下させるという問題があった。

【0006】この発明は上記事情に鑑みてなされたもので、空調用コンデンサと内燃機関冷却用ラジエータの熱影響を低減させると共に、コンデンサとラジエータの効率を高めるようにした並設一体型熱交換装置を提供することを課題としている。

【0007】

【課題を解決するための手段】上記課題を解決するために、請求項1記載の発明は、冷凍サイクルの圧縮機から吐出された熱媒体を冷却して凝縮させる空調用コンデンサと、内燃機関冷却用のラジエータとを具備する並設一体型熱交換装置であって、上記空調用コンデンサを、高温高压のガス状熱媒体を冷却する高温側コンデンサ

と、この高温側コンデンサから流出された熱媒体を更に冷却及び凝縮する低温側コンデンサとに別体に形成し、

被熱交換流体の流れの上流側から下流側に向かって順に、上記低温側コンデンサとラジエータを配設してなることを特徴とするとする。

【0008】このように構成することにより、被熱交換流体が最初に低温側コンデンサに取り入られて、高温側コンデンサによって冷却された冷却熱媒体を更に冷却及び凝縮した後、低温側コンデンサを通過した被熱交換流体がラジエータの冷却水を冷却し、ラジエータを通過した被熱交換流体が高温側コンデンサの高温の熱媒体を冷却して流れる。

【0009】すなわち、ラジエータを中心に考えた場合、被熱交換流体が従来の低温側と高温側を有するコンデンサを通過してきた時点で、温度差が大きい分、被熱交換流体の温度上昇が大きくなり、ラジエータに対して効率が下がる。一方、低温側コンデンサと高温側コンデンサを分割することにより、ラジエータに対する効率は、その前面の被熱交換流体の低温側コンデンサに対する温度差が小さいため、温度上昇が最小限に押さえられる。したがって、低温側コンデンサとラジエータすなわち空調用コンデンサとラジエータの熱影響を低減させることができると共に、コンデンサとラジエータの効率を高めることができる。

【0010】請求項2記載の発明は、冷凍サイクルの圧縮機から吐出された熱媒体を冷却して凝縮させる空調用コンデンサと、内燃機関冷却用のラジエータとを具備する併設一体型熱交換装置であって、上記空調用コンデンサを、高温高圧のガス状熱媒体を冷却する高温側コンデンサと、この高温側コンデンサから流出された熱媒体を更に冷却及び凝縮する低温側コンデンサとに別体に形成し、被熱交換流体の流れの上流側から下流側に向かって順に、上記低温側コンデンサ、ラジエータ及び高温側コンデンサを配設し、上記低温側コンデンサ及び高温側コンデンサを、それぞれ一対のヘッダーパイプと、これらヘッダーパイプ間に架設される互いに平行な複数の熱交換管と、これら熱交換管間に配設される熱交換用フィンとで構成し、上記低温側コンデンサ及び高温側コンデンサにおける上記熱交換用フィンの被熱交換流体の流れ方向の幅寸法を、上記高温側コンデンサに対して上記低温側コンデンサ側を薄く形成してなることを特徴とする。

【0011】このように構成することにより、被熱交換流体が最初に低温側コンデンサに取り入られて、高温側コンデンサによって冷却された冷却熱媒体を更に冷却及び凝縮した後、低温側コンデンサを通過した被熱交換流体がラジエータの冷却水を冷却し、ラジエータを通過した被熱交換流体が高温側コンデンサの高温の熱媒体を冷却して流れる。

【0012】すなわち、ラジエータを中心に考えた場

合、被熱交換流体が従来の低温側と高温側を有するコンデンサを通過してきた時点で、温度差が大きい分、被熱交換流体の温度上昇が大きくなり、ラジエータに対して効率が下がる。一方、低温側コンデンサと高温側コンデンサをラジエータの前後に分割することにより、ラジエータに対する効率は、その前面の被熱交換流体の低温側コンデンサに対する温度差が小さく、かつ、前面の低温側コンデンサの幅が薄くなるため、温度及び圧力損失の上昇が最小限に押さえられる。また、コンデンサ側から見た場合も、低温側コンデンサでの冷却、凝縮を圧力損失の小さい分すなわち幅が薄い分効率的であり、また、高温側コンデンサの冷却は、温度差が大きい分ラジエータ通過後の被熱交換流体との間で充分行うことができる。

【0013】したがって、低温側コンデンサとラジエータすなわち空調用コンデンサとラジエータの熱影響を低減させることができると共に、コンデンサとラジエータの効率を高めることができる。

【0014】請求項3記載の発明は、請求項1又は2記載の並設一体型熱交換装置において、上記低温側コンデンサは、熱媒体の冷却部と、熱媒体を凝縮する過冷却部とを具備することを特徴とする。この場合、上記冷却部と過冷却部との間に、熱媒体を気液分離する受液器を介設する方が好ましい（請求項4）。また、上記受液器を、低温側コンデンサにおけるヘッダーパイプに一体接合する方が好ましい（請求項5）。

【0015】このように構成することにより、被熱交換流体が最初に低温側コンデンサの冷却部及び過冷却部と熱交換されるので、低温側コンデンサすなわち空調用コンデンサの効率を更に高めることができる（請求項3）。この場合、冷却部と過冷却部との間に、熱媒体を気液分離する受液器を介設することにより、冷却部によって凝縮された熱媒体が受液器を通る際に気液分離されて液化状の熱媒体が過冷却部に流れる。そして、熱媒体は過冷却部を通過する間に、熱交換用流体との間で熱交換を行って潜熱を放出することにより、更に凝縮（過冷却）されるので、更に効率の向上が図れる（請求項4）。また、受液器を、低温側コンデンサにけるヘッダーパイプに一体接合することにより、配管部材の削減が図れると共に、スペースの有効利用が図れる（請求項5）。

【0016】この発明において、上記低温側コンデンサは、ラジエータの略全面に重合するか、あるいは、ラジエータの上部又は下部に重合するように配設される（請求項6）。

【0017】このように構成することにより、低温側コンデンサとラジエータの配置の形態を適宜設定することができる。また、低温側コンデンサをラジエータの上部又は下部に重合した場合には、被熱交換流体を直接ラジエータの下部又は上部に取り入れることができるので、

ラジエータの冷却性能を高めることができる。

【0018】

【発明の実施の形態】以下に、この発明の実施形態を、添付図面に基いて詳細に説明する。

【0019】◎第一実施形態

図1は、この発明の並設一体型熱交換装置の第一実施形態を示す概略斜視図、図2は、図1のI-I線に沿う断面図、図3は、第一実施形態の熱交換装置の構成要素を展開して示す構成図である。

【0020】上記熱交換装置は、冷凍サイクルの圧縮機8から吐出された熱媒体を冷却して凝縮させる空調用コンデンサ1と、内燃機関冷却用のラジエータ4とで主に構成されている。この場合、空調用コンデンサ1は、高温高压のガス状熱媒体を冷却する高温側コンデンサ2と、この高温側コンデンサ2から流出された熱媒体を更に冷却及び凝縮する低温側コンデンサ3とに別体に形成されている。また、被熱交換流体（空気A）の流れの上流側から下流側に向かって順に、低温側コンデンサ3、ラジエータ4及び高温側コンデンサ2が配設されており、これら低温側コンデンサ3、ラジエータ4及び高温側コンデンサ2は、上部及び下部取付部材21、22（図2参照）によって適宜間隔をおいて並列に一体的に固定されている。この場合、高温側コンデンサ2の流出口12と低温側コンデンサ3の流入口11Aとは配管9Aによって接続されている。

【0021】なお、高温側コンデンサ2の流入口11と低温側コンデンサ3の流出口12Aとを接続する配管9には、低温側コンデンサ3側から順に、受液器5、膨張弁6、蒸発器7及び圧縮機8が介設されている。したがって、圧縮機8、高温側コンデンサ2、低温側コンデンサ3、受液器5、膨張弁6及び蒸発器7によって冷凍サイクルの空調システムACが形成される（図3参照）。このように構成される空調システムACにおいては、圧縮機8から吐出された高温高压のガス状熱媒体が高温側コンデンサ2を通過する間に、被熱交換流体例えば冷却空気Aとの間で熱交換を行って潜熱を放出することにより、凝縮に向かう。このようにして冷却された高温の熱媒体は、配管9Aを介して低温側コンデンサ3に流れ、低温側コンデンサ3を通過する間に、冷却空気Aとの間で熱交換を行って潜熱を放出することにより、更に冷却及び凝縮される。

【0022】また、低温側コンデンサ3の流出口12Aから吐出される液化状の熱媒体は、受液器5に送られ、受液器5にて気液分離された液状の熱媒体のみが膨張弁6に送られ、膨張弁6にて図示しない小孔から噴射させることにより、断熱膨張されて低温低压の霧状となって蒸発器7に送られる。この蒸発器7内で、熱媒体は被熱交換流体例えば空気と熱交換を行って潜熱を吸収することにより、蒸発して気化する。このようにして気化した低温低压の熱媒体は、上記圧縮機8に送られて断熱圧縮

され、高温高压のガス状熱媒体となって再び空調用コンデンサ1の高温側コンデンサ2へ送られる。このような一連のサイクルを繰り返すことによって、空調システムACを冷房・暖房に供することができる。

【0023】上記のように構成される高温側コンデンサ2は、一対のヘッダーパイプ13、14と、これらヘッダーパイプ13、14間に架設される互いに平行な複数の熱交換管15と、これら熱交換管15間に配設される熱交換用フィン例えばコルゲートフィン16とで主に構成されている。この場合、一方（図において左側）のヘッダーパイプ13の上端部には熱媒体の流入口11が設けられ、他方（図において右側）のヘッダーパイプ14の下欄部には熱媒体の流出口12が設けられている。また、一方のヘッダーパイプ13の下端から約2/3の箇所に仕切板17aが配設され、他方のヘッダーパイプ14の下端から約1/3の箇所には、仕切板17bが配設されている（図3参照）。したがって、流入口11から流入される熱媒体は仕切板17a、17bによって略S字状に熱交換管15内を流れて流出口12から流出される。なお、高温側コンデンサ2の上下端部にはサイドプレート18が両ヘッダーパイプ13、14に架設された状態に取り付けられている。

【0024】上記高温側コンデンサを構成するヘッダーパイプ13、14は例えばアルミニウム製の電線管にて形成されている。また、熱交換管15は複数の区画された連通路（図示せず）を有するアルミニウム製の押出型材にて形成されている。また、コルゲートフィン16は、アルミニウム製帯状体を波形状に屈曲したもにて形成されている。なお、サイドプレート18は熱交換管15と同様にアルミニウム製の押出型材にて形成されている。これらアルミニウム製のヘッダーパイプ13、14、熱交換管15、コルゲートフィン16及びサイドプレート18をろう付けすることによって高温側コンデンサ2が形成されている。

【0025】上記低温側コンデンサ3は、高温側コンデンサ2と同様に、一対のヘッダーパイプ13A、14Aと、これらヘッダーパイプ13A、14A間に架設される互いに平行な複数の熱交換管15Aと、これら熱交換管15A間に配設される熱交換用フィン例えばコルゲートフィン16Aとで主に構成されている。この場合、一方（図において右側）のヘッダーパイプ13Aの上端部には熱媒体の流入口11Aが設けられ、他方（図において左側）のヘッダーパイプ14Aの下欄部には熱媒体の流出口12Aが設けられている。また、一方のヘッダーパイプ13Aの下端から約2/3の箇所に仕切板17cが配設され、他方のヘッダーパイプ14Aの下端から約1/3の箇所には、仕切板17dが配設されている（図3参照）。したがって、流入口11Aから流入される熱媒体は仕切板17c、17dによって略S字状に熱交換管15A内を流れて流出口12Aから流出される。

【0026】なお、低温側コンデンサ3の上下端部にはサイドプレート18が両ヘッダーパイプ13A、14Aに架設された状態に取り付けられている。上記ヘッダーパイプ13A、14A、熱交換管15A、コルゲートフィン16A及びサイドプレート18は、それぞれアルミニウム製部材にて形成されて、上記高温側コンデンサ2と同様にろう付けによって一体に形成されている。

【0027】また、上記ラジエータ4も、上記高温側コンデンサ2と低温側コンデンサ3と同様に、一対のヘッダーパイプ13B、14Bと、これらヘッダーパイプ13B、14B間に架設される互いに平行な複数の熱交換管15Bと、これら熱交換管15B間に配設される熱交換用フィン例えばコルゲートフィン16Bとで主に構成されている。この場合、一方(図において右側)のヘッダーパイプ13Bの上端部冷却水の流入口11Bが設けられ、下端部には冷却水の流出口12Bが設けられている。また、ラジエータ4の上下端部にはサイドプレート18が両ヘッダーパイプ13B、14Bに架設された状態に取り付けられている。上記ヘッダーパイプ13B、14B、熱交換管15B、コルゲートフィン16B及びサイドプレート18は、それぞれアルミニウム製部材にて形成されて、上記高温側コンデンサ2、低温側コンデンサ3と同様にろう付けによって一体に形成されている。

【0028】上記のように構成される高温側コンデンサ2、低温側コンデンサ3及びラジエータ4は、上述したように、被熱交換流体例えば空気Aの流の上流側から下流側に向かって、低温側コンデンサ3、ラジエータ4及び高温側コンデンサ2の順に配設されると共に、高温側コンデンサ2及び低温側コンデンサ3における上記コルゲートフィン16、16Aの空気の流れ方向の幅寸法を、高温側コンデンサ2に対して低温側コンデンサ3側を薄く形成してある。つまり、図2に示すように、低温側コンデンサ3のコルゲートフィン16Aの幅寸法を T_a 、高温側コンデンサ2のコルゲートフィン16の幅寸法を T_b としたとき、 $T_a < T_b$ の関係になるように形成する。

【0029】このように、空気A(被熱交換流体)の流れの上流側から下流側に向かって、低温側コンデンサ3、ラジエータ4及び高温側コンデンサ2の順に配設することにより、空気Aは、最初に低温側コンデンサ3に取り入られて、高温側コンデンサ2によって冷却された冷却媒体(熱媒体)を更に冷却及び凝縮した後、低温側コンデンサ3を通過した空気Aがラジエータ4の冷却水を冷却し、ラジエータ4を通過した空気Aが高温側コンデンサ2の高温の熱媒体を冷却して流れる。したがって、低温側コンデンサ3、ラジエータ4及び高温側コンデンサ2すなわち空調用コンデンサ1とラジエータ4の熱影響を低減させることができる。また、熱媒体は高温側コンデンサ2を通過する際、ラジエータ4を通過した

空気Aと熱交換されて冷却された後、低温側コンデンサ3に送られて空気Aと熱交換されて更に冷却及び凝縮されるので、コンデンサの効率を高めることができる。

【0030】また、低温側コンデンサ3及び高温側コンデンサ2における上記コルゲートフィン16、16Aの空気Aの流れ方向の幅寸法 T_a 、 T_b を、 $T_a < T_b$ とすることにより、コルゲートフィン16の幅(T_b)が大きく取れる高温側コンデンサ2にて高温高压の熱媒体を冷却した後に、低温側コンデンサ3で更に冷却及び凝縮することができるので、空調用コンデンサ1の効率を損なうことなく、ラジエータ4及び高温側コンデンサ2に流れる空気Aの圧力損失を少なくすることができる。

【0031】換言すると、ラジエータ4を中心に考えた場合、被熱交換流体(空気A)が従来の低温側と高温側を有するコンデンサを通過してきた時点で、温度差が大きい分、空気Aの温度及び圧力損失の上昇が大きくなり、ラジエータ4に対して効率が下がる。一方、この発明のように低温側コンデンサ3と高温側コンデンサ2をラジエータ4の前後に分割することにより、ラジエータ4に対する効率は、その前面の空気Aの低温側コンデンサ3に対する温度差が小さくかつ前面の低温側コンデンサ3の幅(T_a)が薄くなるため、温度及び圧損の上昇が最小限に押さえられる。

【0032】また、コンデンサ側から見た場合も、低温側コンデンサ3での冷却、凝縮を空気圧損の小さい分すなわち幅(T_a)が薄い分効率的であり、また、高温側コンデンサ2の冷却は、温度差が大きい分ラジエータ4通過後の被熱交換流体(空気A)との間で充分行うことができる。

【0033】◎第二実施形態

図4は、この発明の熱交換装置の第二実施形態を示す概略斜視図、図5は、第二実施形態の熱交換装置の構成要素を展開して示す構成図である。

【0034】第二実施形態は、空調用コンデンサ1の効率を更に向上させるようにした場合である。すなわち、第二実施形態は、上記低温側コンデンサ3の冷却効率をを向上させて空調用コンデンサ1全体の効率を更に向上させるようにした場合である。

【0035】この場合、図5に示すように、低温側コンデンサ3は、第1及び第2のヘッダーパイプ13A、14Aの下端より約1/3の箇所の同位置にそれぞれ仕切板17eが配設されて、上部側の冷却部31と下部側の過冷却部32とに区画されている。なお、第1のヘッダーパイプ13Aの下端から約2/3の箇所には、上記第一実施形態と同様に仕切板17cが配設されている。また、第1のヘッダーパイプ13Aの仕切板17eの近傍側上部及び下部には、それぞれ熱媒体の流出口33と流入孔34が穿設されており、流出口33に接続する第1の接続チューブ35と流入孔34に接続する第2の接続チューブ36を介して受液器5が接続されている。

【0036】なお、第二実施形態において、その他の部分は、上記第一実施形態と同じであるので、同一部分には同一符号を付して、説明は省略する。

【0037】上記のように構成される熱交換装置によれば、高温側コンデンサ2によって冷却された熱媒体は、配管9Aを通過して低温側コンデンサ3の流入口11Aから低温側コンデンサ3の冷却部31に流入し、この冷却部31を通過する間に、熱交換装置に取り込まれた空気Aとの熱交換によって再度冷却された後、流出孔33及び第1の接続チューブ35を介して受液器5内に流入し、受液器5によって気液分離された液化状の熱媒体は、第2の接続チューブ36及び流入孔34を介して過冷却部32内に流入する。そして、過冷却部32を通過する際に上記空気Aとの熱交換によって更に凝縮（過冷却）されて、第2のヘッダーパイプ14Aの流出口12Aから流出される。

【0038】したがって、高温側コンデンサ2によって冷却された熱媒体を低温側コンデンサ3の冷却部31で再度冷却した後、過冷却部32で凝縮（過冷却）するので、低温側コンデンサ3すなわち空調用コンデンサ1の効率は更に高めることができる。

【0039】◎第三実施形態

図6は、この発明の熱交換装置の第三実施形態の構成要素を展開して示す構成図、図7は、第三実施形態の要部拡大側面図、図8は、図7のII-II線に沿う断面図である。

【0040】第三実施形態は、熱交換効率の向上を図れるようにすると共に、設置スペースの有効利用を図れるようにし、かつ、配管部材の削減を図れるようにした場合である。すなわち、上記第二実施形態の第1及び第2の接続チューブ35、36を用いずに低温側コンデンサ3の第1のヘッダーパイプ13Aと受液器5とを直接ろう付け等の手段によって一体接合した場合である。

【0041】この場合、受液器5は、円筒形状の受液器本体51の上下の端部を蓋52によって閉塞したものであり、受液器本体51の周面には、上側固定継手部53と下側固定継手部54が一体に形成されている。上側固定継手部53及び下側固定継手部54は、第1のヘッダーパイプ13Aの外周面に一致する形状の円弧部55と、この円弧部55を受液器本体51に一体的に連結する胴部56とを備えている。また、下側固定継手部54には、第1のヘッダーパイプ13A内に配設された上記仕切板17eの上側のヘッダーパイプ13A内と、受液器本体51内とを連通する流入孔57が貫通していると共に、仕切板17eの下側のヘッダーパイプ13A内と、受液器本体51内とを連通する流出孔58が貫通している。このように形成された受液器本体51は、アルミニウム製の押出材形によって一体に形成されている。また、受液器5は、受液器本体51以外の蓋52等の他の部材も、アルミニウムによって構成されており、ろう

付けにより一体化されるようになっている。

【0042】そして、上記低温側コンデンサ3は、ヘッダーパイプ13A、14A、熱交換管15A、コルゲートフィン16A等を所定の形状に組み立てると共に、受液器5も同様に組み立てた後、低温側コンデンサ3の第1のヘッダーパイプ13Aの所定の位置に受液器5を保持した状態で、炉に入れて過熱することにより、全体が一体にろう付けされる。

【0043】したがって、第三実施形態の熱交換装置によれば、低温側コンデンサ3の第1のヘッダーパイプ13Aと受液器5とをろう付け等の手段によって一体接合することができるので、配管部材の削減が図れると共に、設置スペースの有効利用が図れる。

【0044】なお、第三実施形態において、その他の部分は、上記第一、第二実施形態と同じであるので、同一部分には同一符号を付して、説明は省略する。

【0045】◎第四実施形態

図9は、この発明の熱交換装置の第四実施形態を示す概略斜視図、図10は、第四実施形態の別の配置例を示す概略斜視図である。

【0046】第四実施形態は、ラジエータ4の冷却効率を向上させるようにした場合である。この場合、低温側コンデンサ3の高さ寸法Haを、ラジエータ4の高さ寸法Hbの約1/2にして、低温側コンデンサ3をラジエータ4の前方すなわち空気Aの流入側の上部（図9）又は下部（図10）に配設している。なお、低温側コンデンサ3の高さ寸法Haは必ずしもラジエータ4の高さ寸法Hbの約1/2にする必要はなく、低温側コンデンサ3の熱交換効率に応じて適宜設定することができる。

【0047】上記のように、低温側コンデンサ3をラジエータ4の前方（空気流入側）の上部又は下部に配設することにより、ラジエータ4の下部側又は上部側が露出するので、空気Aを直接ラジエータ4の上部に取り入れることができ、ラジエータ4の冷却性能を高めることができる。

【0048】なお、第四実施形態において、その他の部分は、上記第一ないし第三実施形態と同じであるので、同一部分には同一符号を付して、説明は省略する。

【0049】◎第五実施形態

図11は、この発明の熱交換装置の第五実施形態を示す概略斜視図、図12は、第五実施形態の別の配置例を示す概略斜視図である。

【0050】第五実施形態は、ラジエータ4の冷却効率の向上を図ると共に、空調用コンデンサ1の効率の向上及び設置スペースの有効利用を図れるようにした場合である。

【0051】すなわち、上記第四実施形態と同様に、低温側コンデンサ3の高さ寸法Haを、ラジエータ4の高さ寸法Hbの例えば約1/2のように小さくして、低温側コンデンサ3をラジエータ4の前方すなわち空気Aの

11

流入側の上部又は下部に配設すると共に、低温側コンデンサ3の第1のヘッダーパイプ13Aに、上記第二、第三実施形態と同様に、冷却部31と過冷却部32を形成し、かつ、冷却部31と過冷却部32との間に、受液器5を介設した場合である。

【0052】なお、この場合、低温側コンデンサ3の高さ寸法Haは必ずしもラジエータ4の高さ寸法Hbの約1/2にする必要はなく、低温側コンデンサ3の熱交換効率に応じて適宜設定することができる。また、受液器5は、接続チューブ33、34を用いて低温側コンデンサ3の第1のヘッダーパイプ13Aに接続してもよいが、接続チューブ33、34を用いず、ろう付け等の手段によって第1のヘッダーパイプ13Aと受液器5とを一体接合する方が好ましい。

【0053】上記のように、低温側コンデンサ3をラジエータ4の前方（空気流入側）の上部（図11）又は下部（図12）に配設することにより、ラジエータ4の下部側が露出するので、空気Aを直接ラジエータ4の下部に取り入れることができ、ラジエータ4の冷却性能を高めることができる。また、高温側コンデンサ2によって冷却された熱媒体を低温側コンデンサ3の冷却部31で再度冷却した後、過冷却部32で更に凝縮（過冷却）するので、低温側コンデンサ3すなわち空調用コンデンサ1の効率を更に高めることができる。

【0054】◎その他の実施形態

上記実施形態では、高温側コンデンサ2をラジエータ4と略同じ寸法にした場合について説明したが、高温側コンデンサ2の高さ寸法を、上記第四、第五実施形態と同様にラジエータ4の高さ寸法より小さくして、ラジエータ4の後方（冷却空気流出側）の上部又は下部側に配設してもよい。

【0055】

【発明の効果】以上に説明したように、この発明によれば、上記のように構成されているので、以下のような優れた効果が得られる。

【0056】（1）請求項1記載の発明によれば、低温側コンデンサと高温側コンデンサを分割することにより、ラジエータに対する効率は、その前面の被熱交換流体の低温側コンデンサに対する温度差が小さいため、温度上昇が最小限に押さえられる。したがって、低温側コンデンサとラジエータすなわち空調用コンデンサとラジエータの熱影響を低減させることができると共に、コンデンサとラジエータの効率を高めることができる。

【0057】（2）請求項2記載の発明によれば、ラジエータの前後に分割して配設される低温側コンデンサ及び高温側コンデンサを、それぞれ一対のヘッダーパイプと、これらヘッダーパイプ間に架設される互いに平行な複数の熱交換管と、これら熱交換管間に配設される熱交換用フィンとで構成し、低温側コンデンサ及び高温側コンデンサにおける熱交換用フィンの被熱交換流体の流れ

12

方向の幅寸法を、高温側コンデンサに対して低温側コンデンサ側を薄く形成するので、上記（1）に加えて、空調用コンデンサの効率を損なうことなく、ラジエータに流れる被熱交換流体の圧力損失を少なくすることができる。と共に、高温側コンデンサに流れる被熱交換流体の圧力損失を少なくすることができる。

【0058】（3）請求項3記載の発明は、低温側コンデンサに、熱媒体の冷却部と、熱媒体を凝縮する過冷却部とを具備するので、上記（1）、（2）に加えて低温側コンデンサすなわち空調用コンデンサの効率を更に高めることができる。

【0059】（4）請求項4記載の発明によれば、低温側コンデンサの冷却部と過冷却部との間に、熱媒体を気液分離する受液器を介設することにより、冷却部によって凝縮された熱媒体が受液器を通る際に気液分離されて液化した熱媒体が過冷却部に流れ、熱媒体は過冷却部を通過する間に、熱交換用流体との間で熱交換を行って潜熱を放出するので、更に凝縮（過冷却）されるので、上記（3）に加えて更に空調用コンデンサの効率の向上が図れる。

【0060】（5）請求項5記載の発明によれば、受液器を、低温側コンデンサにおけるヘッダーパイプに一体接合するので、上記（4）に加えて配管部材の削減が図れると共に、スペースの有効利用が図れる。

【0061】（6）請求項6記載の発明によれば、低温側コンデンサは、ラジエータの略全面に重合するか、あるいは、ラジエータの上部又は下部に重合するように配設されるので、低温側コンデンサとラジエータの配置の形態を適宜設定することができる。また、低温側コンデンサをラジエータの上部又は下部に重合した場合には、被熱交換流体を直接ラジエータの下部又は上部に取り入れることができるので、上記（1）～（5）に加えて更にラジエータの冷却性能を高めることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明の熱交換装置の第一実施形態を示す概略斜視図である。

【図2】図1のI-I線に沿う断面図である。

【図3】第一実施形態の熱交換装置の構成要素を展開して示す構成図である。

【図4】この発明の熱交換装置の第二実施形態を示す概略斜視図である。

【図5】第二実施形態の熱交換装置の構成要素を展開して示す構成図である。

【図6】この発明の熱交換装置の第三実施形態の構成要素を展開して示す構成図である。

【図7】第三実施形態の要部を示す拡大側面図である。

【図8】図7のII-II線に沿う断面図である。

【図9】この発明の熱交換装置の第四実施形態を示す概略斜視図である。

【図10】第四実施形態の別の配置例を示す概略斜視図

13

14

である。

【図11】この発明の熱交換装置の第五実施形態を示す概略斜視図である。

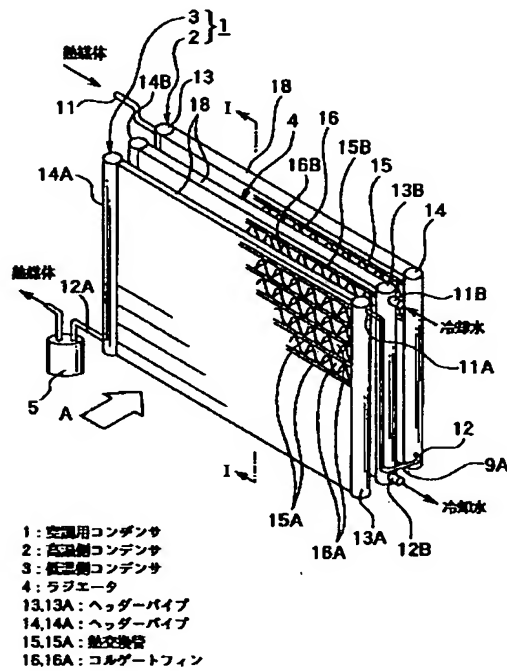
【図12】第五実施形態の別の配置例を示す概略斜視図である。

【符号の説明】

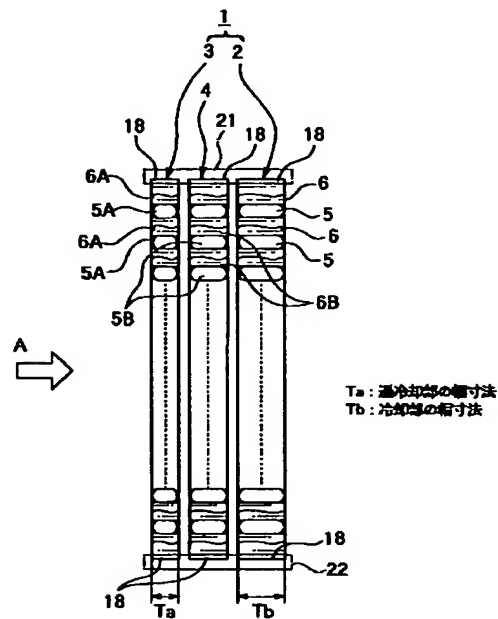
- 1 空調用コンデンサ
2 高温側コンデンサ
3 低温側コンデンサ
4 ラジエータ
5 受液器
11, 11A 流入口
12, 12A 流出口

- 1-3, 13A ヘッダーパイプ
14, 14A ヘッダーパイプ
15, 15A 熱交換管
16, 16A コルゲートフィン（熱交換用フィン）
31 冷却部
32 過冷却部
33, 34 接続チューブ
51 受液器本体
53 上側固定継手部
54 下側固定継手部
10 54 下側固定継手部
Ta 低温側コンデンサの幅寸法
Tb 高温側コンデンサの幅寸法
A 空気（被熱交換流体）

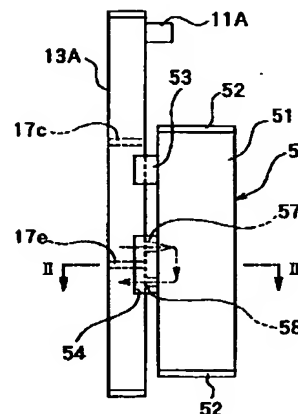
【図1】



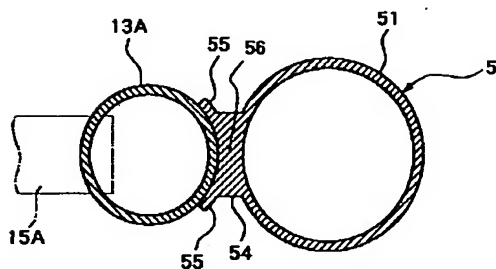
【図2】



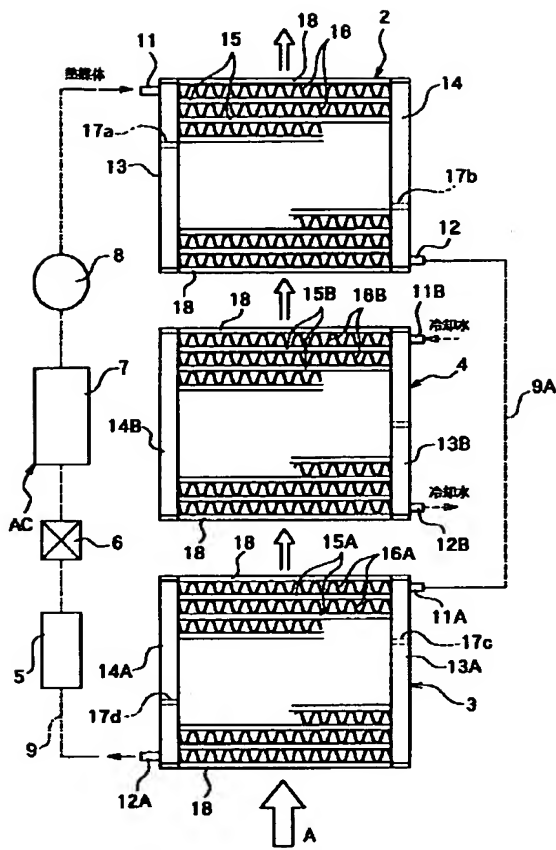
【図7】



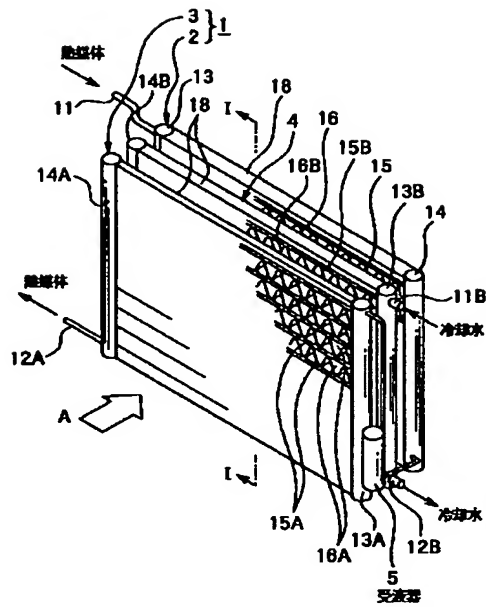
【図8】



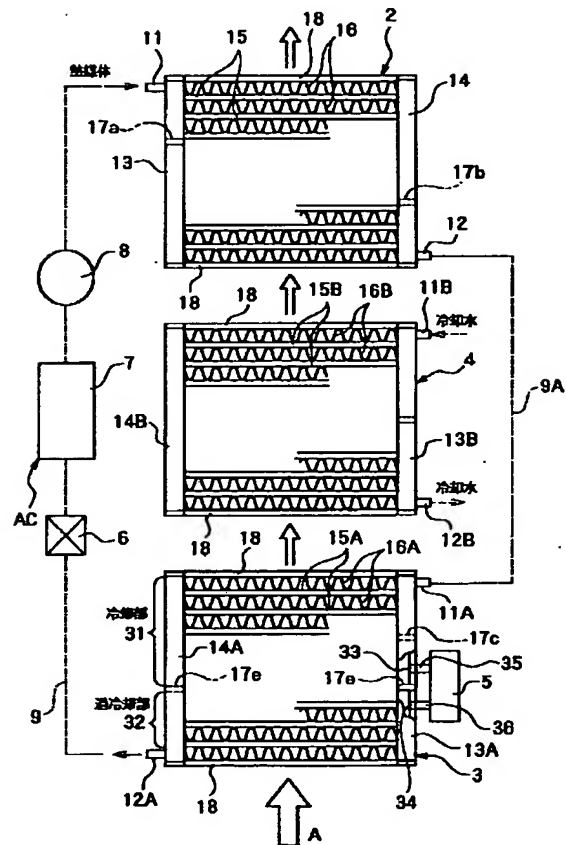
【図3】



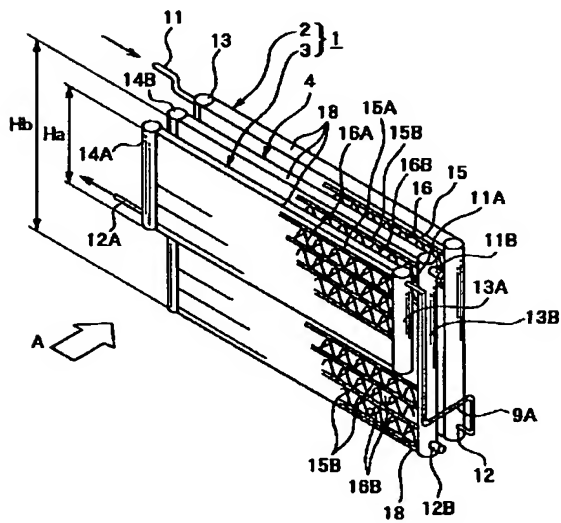
【図4】



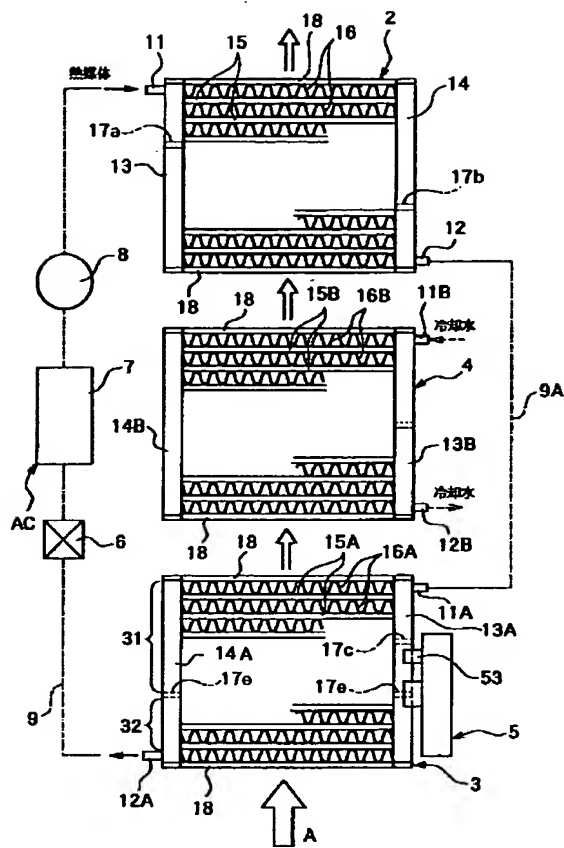
【図5】



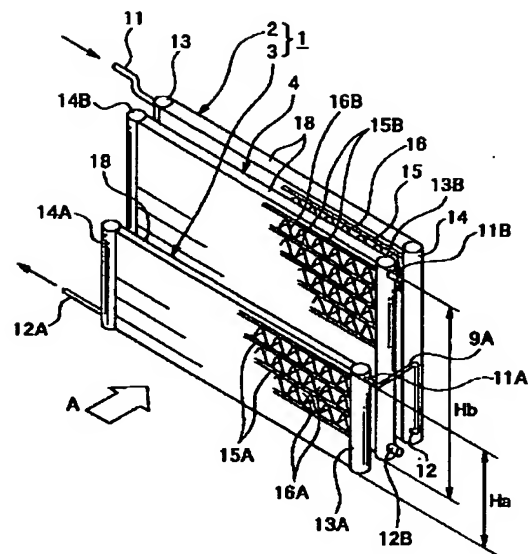
【図9】



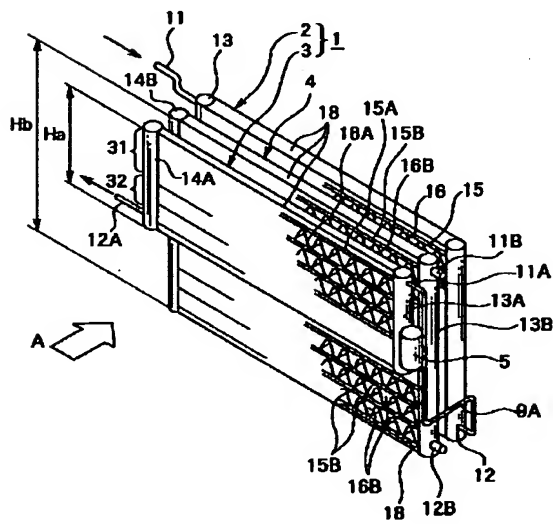
【図6】



【図10】



【図11】



【図12】

